

УДК 621.3.082

Б.І. Лупина

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
вул. Політехнічна, 16, м. Київ, 03056, Україна.

Мікромеханічний поверхневий терморезисторний перетворювач лінійної швидкості середовища в каналі прямокутного перерізу

В роботі проведено аналіз теплообмінних процесів в поверхневому терморезисторному перетворювачі лінійної швидкості середовища, вмонтованому в стінку потокоформуючого каналу прямокутного перерізу. Перетворювач спроектовано за технологією мікроелектромеханічних систем на кремнії. Аналіз термоанемометричного та калориметричного методів вимірювального перетворення лінійної швидкості середовища стосовно до мембранного перетворювача показав, що перевагами запропонованого підходу є можливість врахування в моделі поверхневого перетворювача його конструктивних особливостей і геометричних розмірів, теплообміну із зворотного боку теплоізолюваної структури та теплофізичних характеристик складових матеріалів. Бібл. 22, табл. 3, рис. 3.

Ключові слова: терморезисторний первинний перетворювач; мікроелектромеханічна система; теплоізолювана структура; лінійна швидкість середовища; калориметричний метод вимірювання швидкості.

Вступ

Терморезисторні первинні перетворювачі (ТРПП), виготовлені за технологією мікроелектромеханічних систем (МЕМС) на кремнії, – ефективний інструмент визначення механічних і теплофізичних параметрів середовища [1 - 6]. Основою конструкції ТРПП активного нагрівання є теплоізолювана структура (ТІС), розподіл температури в якій змінюється в залежності від потужності на термогенеруючому елементі (ТГЕ) і специфіки теплообміну з навколишнім середовищем. Сучасні методики вимірювання механічних і теплофізичних параметрів середовища використовують його активне теплове збудження на постійному або змінному струмі з наступним аналізом просторово-часових характеристик зміни температури безпосередньо ТГЕ або просторово рознесених термочутливих елементів (ТЧЕ). Геометрично прості ТІС – містки, балки, консолі, мембрани – використовуються у якості уніфікованих первинних перетворювачів на широкий спектр параметрів [1, - 3, 5, 6]. Сучасні ТРПП, виготовлені за технологією МЕМС, мають

низку суттєвих переваг над об'ємними аналогами: розширений діапазон чутливості в області низьких сигналів, відтворюваність характеристики перетворення за рахунок чистоти використуваних конструкційних матеріалів і прецизійності розмірів складових елементів, надійність, низьке енергоспоживання, можливість інтегрування в мобільні та імплантовані системи.

Електротеплові процеси в твердотільних ТІС, виготовлених за технологією МЕМС, за характером протікання суттєво відрізняються від аналогічних процесів в ТРПП, створених у макроскопічному виконанні [2, 5, 7-9]. Розробка електронних перетворювальних пристроїв на їх основі потребує комплексної постановки задачі з обов'язковим розглядом як електричних і теплофізичних процесів безпосередньо в ТІС, так і теплофізичних та гідродинамічних процесів в оточуючому середовищі. Наявність внутрішнього зворотного електротеплового зв'язку між процесами в первинному та вторинному перетворювачах вимагає аналізу проходження сигналу в електричних колах і специфіки енергетичного обміну елементів ТІС з корпусом ТРПП і навколишнім середовищем.

Теоретичне обґрунтування вимірювальних перетворень в науково-технічній літературі часто має наближений якісний характер. При розв'язанні прикладних задач розробники кінцевого приладу зазвичай уникають аналізу фізичних процесів в ТРПП і їх аналітичного моделювання, обмежуючись використанням комерційних програмних пакетів чисельного моделювання проєктованих структур (ANSYS та COMSOL Multiphysics). Експериментальні дані щодо теплообміну об'єктів з характерними розмірами в діапазоні 1 мкм – 1 мм є не досить повними, часто – суперечливими. Складність їх отримання обумовлена потребою в реалізації спеціалізованих високотехнологічних інструментальних засобів та методик, технологічно не доступних розробникові кінцевого пристрою.

Метою роботи є поглиблення модельних уявлень про функціонування мембранної ТІС у якості поверхневого калориметричного перетворювача лінійної швидкості середовища, вмонтованого в стінку потокоформуючого каналу прямокутного перерізу.

Теплові методи визначення лінійної швидкості середовища

Визначення лінійної швидкості середовища методами активного нагрівання передбачає оцінку частки теплових втрат ТГЕ в середовище, обумовлену його механічним рухом (термоанемометричний метод), або аналіз зміни просторового розподілу температури в ТІС і в потокоформуєчому каналі в околиці ТГЕ (калориметричний метод) [3, 8, 10 - 18]. Розв'язок задачі теплообміну в точній постановці вимагає знаходження спільного розв'язку наступних рівнянь:

- рівняння Нав'є – Стокса для нестискуваного середовища (рівняння моментів) [10]:

$$\begin{aligned} -\gamma_{FI} \cdot (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} + \eta_{FI} \cdot \nabla^2 \vec{V} = \\ = \vec{\nabla}(\Delta P) + \gamma_{FI} \cdot \frac{d\vec{V}}{dt} + \gamma_{FI} \vec{g} \end{aligned} \quad (1)$$

рівняння нерозривності струменя в каналі [10]:

$$\text{div} \vec{V} \equiv \frac{dV_x}{dx} + \frac{dV_y}{dy} + \frac{dV_z}{dz} = 0; \quad (2)$$

- рівняння переносу енергії в заповненому середовищем каналі для поля температури $T(x,y,z)$ в рухомому потоці без урахування виділення тепла за рахунок виконання роботи силами тертя і стискування [10]:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} + V_x \frac{dT}{dx} + V_y \frac{dT}{dy} + V_z \frac{dT}{dz} = \\ = a_{FI} \left(\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{d^2 T}{dy^2} + \frac{d^2 T}{dz^2} \right); \end{aligned} \quad (3)$$

- рівняння кондуктивного переносу тепла в елементах ТІС з врахуванням джерел тепловиділення і теплообмінних поверхневих процесів [11 - 18]:

$$\begin{aligned} k_m d_m \left(\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{d^2 T}{dy^2} + \frac{d^2 T}{dz^2} \right) = \\ = -q + H(T - T_{н.с.}) + C_m \gamma_m d_m \frac{dT}{dt} \end{aligned} \quad (4)$$

де γ_{FI} [кг/м³], $\vec{V} = (V_x, V_y, V_z)$ [м/сек], η_{FI} [Па·сек] та ν_{FI} [м²/сек] – відповідно густина, швидкість, кінематична та динамічна в'язкість середовища в

каналі, $\nu_{FI} = \frac{\eta_{FI}}{\gamma_{FI}}$, t – час, (x,y,z) – координати, ΔP – диференціальний тиск [Па], k_m , d_m та C_m – відповідно теплопровідність, товщина, пи-

тома теплоємність мембрани ТІС, $g = 9,8$ [м/сек²] – прискорення земного тяжіння, a_{FI} – температуро-провідність середовища,

$$a_{FI} = \frac{k_{FI}}{C_{FI} \cdot \gamma_{FI}} \text{ [м}^2\text{/сек]}, \quad q(x,y,z) \text{ [Вт/м}^3\text{]} - \text{об'ємна}$$

густина потужності джерел тепловиділення, H – коефіцієнт теплообміну з поверхні ТІС [Вт/(м²·С)].

Спільний розв'язок наведених рівнянь (1-4) - складна задача для реальних конструкцій ТРПП. На практиці при аналізі фізичних процесів вимірювального перетворення ТРПП доцільно виконати обґрунтоване спрощення їх геометрії до простих моделей та скористатися методами теорії подібності.

Ламінарна течія в циліндричній трубі

Аналітичний розв'язок рівнянь (1), що дає розподіл швидкостей в струмені по радіусу $V_y(r)$, вираз для об'ємних Q [м³/сек] і масових M [кг/сек] витрат як функцію диференціального тиску ΔP на ділянці циліндричної труби довжиною L_y сталого радіусу R отримано для стаціонарної ламінарної течії нестискуваної в'язкої рідини [10]:

$$V_y(r) = \frac{\Delta P}{4\eta_{FI} L_y} (R^2 - r^2);$$

$$Q(r=R) [\text{м}^3 / \text{сек}] = \int_0^R 2\pi r V(r) dr = \frac{\pi}{8\eta_{FI} L_y} \Delta P R^4; \quad (5)$$

$$M(r=R) [\text{кг} / \text{сек}] = \pi \frac{\gamma_{FI}}{8\eta_{FI} L_y} \Delta P R^4 = \frac{\pi}{8\nu_{FI} L_y} \Delta P R^4.$$

Із останньої системи рівнянь, що носять назву рівнянь Гагена – Пуазейля, видно, що в режимі ламінарної течії перепад тиску ΔP пов'язаний лінійною залежністю з швидкістю, об'ємними і масовими витратами та обернено пропорційний діаметру труби в четвертому ступені; об'ємні витрати визначаються динамічною в'язкістю η_{FI} , а масові - кінематичною в'язкістю ν_{FI} рідини. Вирази наведено для сформованого потоку з встановленим параболічним розподілом швидкостей по радіусу каналу. Для виконання цієї вимоги довжина прямолінійної ділянки каналу повинна бути більшою за певне характеристичне значення гідравлічної довжини L_h . В [8] пропонується наступна залежність для оцінки L_h в каналі довільного перетину:

$$\frac{L_h}{D_h} = 0,59 + 0,056 Re \quad (6)$$

де D_h - гідравлічний діаметр каналу, Re – число Рейнольдса. Як вперше встановлено Рейнольдсом [10], характер руху рідини визначається чисельним значенням безрозмірного комплексу $Re = (\gamma_{FI} V_{\infty} L / \eta_{FI}) = (V_{\infty} L / \gamma_{FI})$. Лінійна залежність $Q(\Delta P)$ спостерігається в обмеженому діапазоні швидкостей та діаметрів труб. Починаючи з деякої швидкості, рух втрачає ламінарність, стає турбулентним, з перемішуванням течій, а залежність $Q(\Delta P)$ для високих швидкостей наближається до квадратичної. При цьому подібними за режимом є течії, що мають однакове відношення інерційних сил до сил внутрішнього тертя, прикладених до одиниці об'єму, тобто значенням критерію Рейнольдса. Низькі значення Re відповідають домінуванню сил в'язкості над силами інерції, дозволяють суттєво спростити рівняння Нав'є-Стокса (1) та отримати його аналітичний розв'язок, як це зроблено у випадку отримання системи рівнянь Гагена-Пуазейля (5) для циліндричного каналу.

Керуючись електро - гідравлічною аналогією, для характеристики потокоформуєчого каналу вводиться пневматичний опір - параметр, що визначається як відношенню падіння тиску ΔP [Па] на каналі довжиною L_y (аналог падіння напруги на елементі) до об'ємних витрат рухомого середовища в каналі Q [м³/сек] (аналог електричного струму):

Таблиця 1. Вирази для визначення пневматичного опору і розраховані чисельні значення гідравлічної довжини потокоформуєчого каналу для $Re=200$

Форма поперечного перерізу каналу	Параметр форми k_{shape}	Гідравлічний діаметр D_h , [м]	Площа перерізу каналу S , [м ²]	Пневматичний опір каналу R_h , [Па·сек/м ³]	Гідравлічна довжина L_h , [мм]
Круг діаметром $D=2R$	16	$D_h=D=2R$	πR^2	$\frac{8\eta_{FI}L}{\pi R^4}$	$D=1$ мм $L_h = 12$ мм
Квадрат стороною $2a$	14,2	$2a$	$4 a^2$	$\frac{1,78\eta_{FI}L}{a^4}$	$2a=1$ мм $L_h = 12$ мм
Прямокутник $2a \times 2b$, $b < a$	24	$4b$	$4 a b$	$\frac{3\eta_{FI}L}{4ab^3}$	$2a=1$ мм $2b=0,1$ мм $L_h = 24$ мм
Трикутник з основою $2a$, висотою $2b$ і кутом при основі 55°	13,3	$1,04a$	$1,41 a^2$	$\frac{17,4\eta_{FI}L}{a^4}$	$2a=1$ мм $2b \approx 1$ мм $L_h = 6$ мм

Термоанемометричний метод

Класичний закон Кінга визначає теплові втрати одноелементного дротяного перетворювача, розташованого в необмеженому середовищі перпендикулярно до напрямку потоку. Теплова потужність P , яка втрачається перегрітою

$$R_h = \frac{2k_{shape}\eta_{FI}L_y}{D_h^2 S}, \quad (7)$$

де k_{shape} – безрозмірний параметр форми поперечного перетину каналу, залежний від числа Рейнольдса, D_h – гідравлічний діаметр.

Для каналу циліндричної форми в режимі ламінарного струменя число Рейнольдса може бути вираженим через об'ємні витрати або через перепад тиску ΔP на довжині каналу L_y у відповідності до наступних виразів:

$$Re(Q) = \frac{4\gamma_{FI}Q}{\pi\eta_{FI}D};$$

$$Re(\Delta P) = \frac{\gamma_{FI}D^3\Delta P}{32\eta_{FI}^2L_y}, \quad (8)$$

Як бачимо із (6), у гіршому варіанті оцінки для чисел $Re < 200$ довжина каналу, що забезпечує формування ламінарного потоку, має порядок десяти гідравлічних діаметрів. Тоді для каналів висотою до 1 мм чутливий елемент перетворювача має бути розташований на відстані 10 мм від початку каналу для реалізації ламінарного режиму в верхній частині діапазону, а корпус перетворювача відповідно повинен мати габарити щонайменше понад 20 мм.

відносно оточуючого середовища до різниці температур ΔT дротиною довжиною L і діаметром d в оточуюче середовище визначається наступною залежністю [19]:

$$P = L(k_{FI} + 2\sqrt{\pi d k_{FI} \gamma_{FI} C_{FI} V}) \Delta T. \quad (9)$$

В безрозмірнісному вигляді останнє рівняння набуває вигляду:

$$Nu = \frac{1}{\pi} + \sqrt{\frac{2}{\pi}} \sqrt{Pr \cdot Re}, \quad (10)$$

де Nu та Pr – безрозмірнісні комплекси відповідно Нуссельта і Прандтля. Залежності (9) і (10) підтверджені експериментально в широкому діапазоні чисел Рейнольдса, однак мають обмеження на застосування для нижнього діапазону швидкостей і виконуються за умови V [м/сек] $\cdot d$ [м] $> 1,87 \cdot 10^{-6}$ [м²/сек]; для дроту діаметром близько 5 мкм нижня межа застосовності виразу 0,4 м/сек; для дроту діаметром 20 мкм межа знижується до 0,1 м/сек. Для низьких значень чисел Рейнольда істотним стає вплив природної конвекції на вимушену і кондуктивний теплообмін між елементами ТІС. В діапазоні малих швидкостей за умови виконання вимоги $V \cdot d < 1,87 \cdot 10^{-6}$ [м²/сек] для дротяних перетворювачів Кінгом запропоновано наступне рівняння:

$$P = \frac{2\pi L k_{FI} \Delta T}{\log\left(\frac{2k_{FI}}{d C_{FI} \gamma_{FI} V} \exp[1 - \chi]\right)}, \quad (11)$$

де $\chi=0,57721$ – стала Ейлера. В безрозмірнісному вигляді (11) перепишеться як:

$$Nu = \frac{2}{\log\left[\frac{2}{Pr \cdot Re} \exp[1 - \chi]\right]}. \quad (12)$$

Теплообмін вимушеною конвекцією з плоскої ізотермічної поверхні

Для аналізу процесів теплообміну традиційно використовується модель протікання ламінарного необмеженого потоку над плоскою поверхнею ізотермічного поверхневого тге, вбудованого врівень зі стінкою потоко-формуючого каналу. В середовищі формуються гідродинамічний і тепловий приповерхневі прошарки. Товщина $\delta_V(y)$ приповерхневого гідродинамічного прошарку швидкості як функція координати вздовж потоку і теплофізичних параметрів рухомого середовища для потоку, необмеженого по нормалі до поверхні, визначається виразом [7, 8, 13, 14]:

$$\delta_V(y) = 4,64 \sqrt{\frac{\eta_{FI} \cdot y}{\gamma_{FI} \cdot V_{\infty}}} = 4,64 \sqrt{\frac{\nu_{FI} \cdot y}{V_{\infty}}}, \quad (13)$$

де y – координата вздовж напрямку руху потоку, відрахована від краю поверхні обтікання, ν_{∞} – лінійна швидкість потоку на значному віддаленні від поверхні. Товщину приповерхневого проша-

рку температури в рухомому середовищі над нагрівачем знаходимо за виразом [7, 8]:

$$\begin{aligned} \delta_T(y) &= Pr^{-\frac{1}{3}} \cdot \delta_V(y) = \\ &= 4,64 \sqrt{\frac{\eta_{FI} \cdot (y - y_0)}{\gamma_{FI} \cdot V_{\infty}}} \cdot Pr^{-\frac{1}{3}} = \\ &= 4,64 \sqrt{\frac{\nu_{FI} \cdot (y - y_0)}{V_{\infty}}} \cdot Pr^{-\frac{1}{3}} \end{aligned}, \quad (14)$$

де $(y-y_0)$ – координата вздовж напрямку руху потоку, відрахована від краю поверхні нагрівання, Pr – критерій прандтля.

Локальний коефіцієнт вимушеного конвективного теплообміну $h(y)$ [Вт/(°C м²)] з поверхні нагрівача як функція швидкості потоку середовища ν_{∞} за межами прошарку за умови, що товщина прошарків значно менша за ширину тге, визначається за виразом [8, 13, 14]:

$$\begin{aligned} h(y) &= 0,332 k_{FI} (Pr)^{1/3} \times \\ &\times \left(\frac{V_{\infty}}{\nu_{FI} \cdot y}\right)^{1/2} \left[1 - \left(\frac{y_0}{y}\right)^3/4\right]^{-1/3}, \end{aligned} \quad (15)$$

де y – координата, відрахована від краю потокоформуючого каналу, y_0 – координата краю тге, для випадку розміщення ізотермічної поверхні нагрівача на початку потокоформуючого каналу ($y_0=0$) середнє значення коефіцієнту теплообміну вимушеною конвекцією по ширині нагрівача b визначаємо за виразом:

$$\begin{aligned} H_{конв} &= \frac{1}{b} \int_0^b (0,332 k_{FI} (Pr)^{1/3} \left(\frac{V_{\infty}}{\nu_{FI} \cdot b}\right)^{1/2} dy = \\ &= 0,664 \frac{k_{FI}}{\sqrt{b}} \left(\frac{\gamma_{FI} V_{\infty}}{\eta_{FI}}\right)^{1/2} Pr^{1/3} \end{aligned}. \quad (16)$$

Із (16) для теплообміну вимушеною конвекцією отримуємо безрозмірнісне критеріальне рівняння для тге шириною b :

$$Nu_b = 0,664 Re_b^{1/2} \cdot Pr^{1/3}, \quad (17)$$

де $Re_b = (\gamma_{FI} V_{\infty} b / \mu_{FI})$. Як видно з отриманих за виразами (14) і (16) та наведених в табл. 2 розрахункових результатів, умова малої товщини теплового прошарку $\delta_T(b)$ в порівнянні з шириною b ізотермічного ТГЕ для мікроемеханічних ТРПП не виконується. В цьому їх принципова відмінність від традиційних дровових перетворювачів, що вимагає перевірки коректності залежностей (15) – (17).

Стала часу встановлення розподілу швидкостей в каналі визначається наступним виразом [8, 14]:

$$\tau_h = R_h C_h = \gamma_{FI} \frac{D_h^2}{4\eta_{FI}} \quad (18)$$

за умови, що 90% формування потоку відбувається за час $\tau_h/2$. Тоді для прямокутного каналу шириною 1 мм і висотою 100 мкм формування повітряного потоку має відбуватися зі сталою часу $\tau_{h \text{ air}}$ ($D_h=400$ мкм) ≈ 3 мсек; для

каналу шириною 1 мм і висотою 300 мкм - за $\tau_{h \text{ air}}$ ($D_h=1,2$ мм) ≈ 25 мсек. Як бачимо, наведені чисельні значення сталої часу встановлення повітряного потоку співвимірні або істотно перевищують теплові сталі часу МЕМС ТРПП, а його результуюча швидкодія буде визначатися сумарним впливом гідродинамічних і теплових фізичних чинників процесу вимірювального перетворення. Канал висотою порядку 100 мкм і менше дозволяє в повній мірі реалізувати теплові характеристики МЕМС ТРПП по швидкодії.

Таблиця 2. Товщина теплового прошарку $\delta_T(b)$ в необмеженому рухомому середовищі при обтіканні плоского ізотермічного нагрівача шириною b та усереднений коефіцієнт теплообміну вимушеною конвекцією Нь з його поверхні $\delta_T(b) = 4,64 \sqrt{\frac{v_{FI} \cdot b}{V_\infty}} \cdot Pr^{-\frac{1}{3}}$, $H_b = 0,664 \cdot k_{FI} \cdot \left(\frac{V_\infty}{b \cdot v_{FI}}\right)^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$

Рухоме середовище	Швидкість потоку V , [м/сек]	Ширина ТГЕ b , [мкм]	$Re_b = \frac{V_\infty \cdot b}{v_{FI}}$	Товщина теплового прошарку $\delta_T(b)$, [мкм]	Коефіцієнт теплообміну [Вт/(м ² ·°C)]
Повітря при +20 °C, $\gamma = 1,2$ [кг/м ³], $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5}$ [м ² /сек], $k = 0,026$ [Вт/м·°C], $C_p = 10^3$ [Вт/кг·°C], $a = 2,15 \cdot 10^{-5}$ [м ² /сек], $Pr = 0,70$, $Pr^{1/3} = 0,89$, $Pr^{-1/3} = 1,13$	0,1	1	$6,67 \cdot 10^{-3}$	64,2	126
		10	0,067	203	39,8
		100	0,67	642	12,6
	1	1	0,067	20,3	398
		10	0,67	64,2	126
		100	6,67	203	39,8
	10	1	0,67	6,42	$1,26 \cdot 10^3$
		10	6,67	20,3	398
		100	66,7	64,2	126
Вода при +20 °C, $\gamma = 10^3$ [кг/м ³], $\nu = 1,1 \cdot 10^{-6}$ [м ² /сек], $k = 0,60$ [Вт/м·°C], $C = 4,2 \cdot 10^3$ [Вт/кг·°C], $a = 1,43 \cdot 10^{-7}$ [м ² /сек], $Pr = 7,69$, $Pr^{1/3} = 1,97$, $Pr^{-1/3} = 0,507$.	0,1	1	0,09	78	$2,37 \cdot 10^5$
		10	0,91	247	$7,48 \cdot 10^4$
		100	9,1	780	$2,37 \cdot 10^4$
	1	1	0,91	2,47	$7,48 \cdot 10^4$
		10	9,1	7,8	$2,37 \cdot 10^5$
		100	91	24,7	$7,48 \cdot 10^5$
	10	1	9,1	7,8	$2,37 \cdot 10^6$
		10	91	24,7	$7,48 \cdot 10^5$
		100	910	78	$2,37 \cdot 10^5$

Калориметричний метод

В чисельних публікаціях останніх років розглянуто модельні уявлення переважно для занурювального (intrusive) варіанту розміщення ТРПП в центральній частині потокоформуєчого каналу [5, 9, 13, 14, 16]. В роботі [20] отримано аналітичні вирази для теплового опору повітряного середовища в каналі прямокутного перерізу для місткових ТГЕ занурювального типу;

чисельні значення розрахованих параметрів наведено нижче в Табл. 3. Аналогічні вирази для коефіцієнтів кондуктивного теплообміну з поверхонь отримано для мембранного ТРПП поверхневого типу, вмонтованого в стінку потокоформуєчого каналу, за умови заповнення каналу нерухомим середовищем з теплопровідністю k_{FI} , а порожнини під мембраною – повітрям:

$$H_{CondUp}(b, D_{Up}, k_{Fl}) = \frac{k_{Fl}}{4D_{Up} \sum_{N=0}^{\infty} \sum_{M=0}^{\infty} \frac{(-1)^m \sin(\lambda_m)}{(\lambda_m)^2 (\sigma_{n,m})^2} \left\{ 1 + \frac{D_{Up}}{b\sigma_{n,m}} (\exp[-\sigma_{n,m} \frac{b}{D_{Up}}] - 1) \right\}}; \quad (19)$$

$$H_{CondDn}(b, D_{Dn}, k_{air}) = \frac{k_{air}}{4D_{Dn} \sum_{N=0}^{\infty} \sum_{M=0}^{\infty} \frac{(-1)^m \sin(\lambda_m)}{(\lambda_m)^2 (\sigma_{n,m})^2} \left\{ 1 + \frac{D_{Dn}}{b\sigma_{n,m}} (\exp[-\sigma_{n,m} \frac{b}{D_{Dn}}] - 1) \right\}}. \quad (20)$$

Таблиця 3. Розрахункове значення теплового опору ZT повітряного середовища в каналі прямокутного перерізу висотою 2D=DU_p + DD_n та коефіцієнт кондуктивного теплообміну H_{Cond}, [Вт/(°C м²)] з поверхні занурювального місткового ТГЕ розміром b x L

D, [мкм]	100		300			
L, [мкм]	500		1000			
b, [мкм]	5	10	5	10	40	100
Z _T , [°C/Вт]	5,07·10 ⁴	4,48·10 ⁴	2,71·10 ⁴	2,44·10 ⁴	1,98·10 ⁴	1,47·10 ⁴
H _{Cond} , [Вт/(°C м ²)]	3,94·10 ³	2,23·10 ³	3,69·10 ³	1,96·10 ³	6,35·10 ²	3,40·10 ²

На практиці досить проблематично реалізувати конструкцію занурювального перетворювача у MEMS виконанні; зазвичай кристал ТРПП монтується в стінку потокоформуєчного каналу, як схематично показано на рис. 1. В роботах [11, 12, 15, 18] розглянуто подібний варіант монтажу ТІС в потоко-формуєчному каналі, однак втрати тепла в середовище за рахунок теплопровідності з поверхні не занурюваного ТГЕ визначалися в цих роботах за умови лінійного розподілу температури по висоті від поверхні ТІС до стелі каналу; до того ж градієнт температури рухомого середовища в каналі вздовж вертикалі вважався сталим в діапазоні зміни швидкостей руху сере-

довища. Такі припущення суттєво обмежують область застосування шуканого розв'язку. Більш раціональним є використання отриманих в роботах [5, 13, 20] результатів для визначення коефіцієнтів кондуктивного теплообміну з поверхні ТГЕ в каналі прямокутного перерізу і врахування теплообміну як з рухомих досліджуваним середовищем в каналі (умовно – “зверху” ТГЕ), так і з нерухомих середовищем під мембраною. Нижче виконано удосконалення моделі мембранного ТРПП поверхневого (nonintrusive) типу з аналізом кондуктивних теплових втрат вздовж мембранної ТІС і теплообміну з корпусом з її зворотного боку.

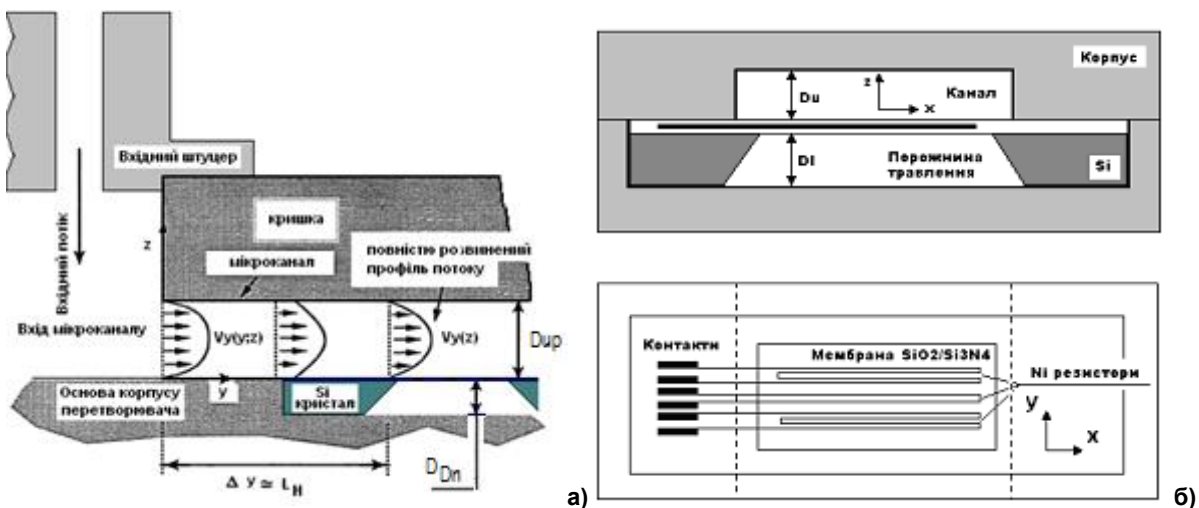


Рис. 1. Поверхневий перетворювач лінійної швидкості середовища в стінці потоко-формуєчного каналу; а) верх – розріз вздовж та впоперек каналу, б) низ – вид зверху

Для элементарного фрагменту ширини мембранного поверхневого перетворювача dy в заповненому середовищем каналі процеси усталеного теплообміну описуються наступним рівнянням, отриманим із закону збереження енергії (координата y – вздовж потоку, як показано на рис. 1):

$$P_{dy} = P_{\text{конд.у.сер}} + P_{\text{конв.у.сер}} + P_{\text{конд.у.мембр.}} + P_{\text{конд.сер}} + P_{\text{конд.дно}}, \quad (21)$$

де $P_{dy} = P_{\text{TTE}} \frac{dy}{b}$ – електрична потужність, що виділяється на елементі dy резистивного нагрівача загальної ширини b за умови рівномірного розподілу потужності РТТЕ по площі місткового ТГЕ,

$$P_{\text{конд.у.сер}} = k_{\text{FI}} \cdot \frac{d(T(y)/2)}{dy} \cdot L_x \cdot D_{\text{Up}} - \text{втрати теп-}$$

ла теплопровідністю в середовищі в напрямку ОУ вздовж каналу за рахунок теплопровідності за умови лінійного розподілу температури середовища по висоті каналу; тоді $T(y)/2$ – середня по висоті каналу температура перегріву середовища відносно температури корпусу і середовища на достатньо значному віддаленні від нагрівача,

$P_{\text{конв.у.сер}} = \gamma_{\text{FI}} \cdot C_{\text{FI}} \cdot V_y \cdot (T(y)/2) \cdot L_x \cdot D_{\text{Up}}$ – конвективні втрати тепла в середовище, що рухається зі швидкістю V_y в напрямку ОУ,

$$T1(y1) = T2 \exp[\lambda_1(y1 + \frac{b}{2})];$$

$$T2 = \left[\frac{P}{b \cdot L \cdot \left[\frac{k_{\text{FI}}}{D_{\text{Up}}} + \frac{k_{\text{air}}}{D_{\text{Dn}}} \right] + D_{\text{Up}} L \cdot (C_{\text{FI}} \cdot \gamma_{\text{FI}})} \sqrt{\frac{V^2 + 16a_{\text{FI}}^2 \left(\frac{1}{2} + \frac{k_m \cdot d_m}{k_{\text{FI}} \cdot D_{\text{Up}}} \right) \left(\frac{H_{\text{Up}} + H_{\text{Dn}}}{k_{\text{FI}} \cdot D_{\text{Up}}} \right)}{\left(1 + 2 \frac{k_m \cdot d_m}{k_{\text{FI}} \cdot D_{\text{Up}}} \right)}} \right]; \quad (24)$$

$$T3(y3) = T2 \exp\{\lambda_2(y3 - \frac{b}{2})\};$$

де $y1 \in -\infty \div -\frac{b}{2}$; $y3 \in \frac{b}{2} \div \infty$; $T2$ – температура нагрівача,

$$\lambda_{1,2} = \frac{1}{4a_{\text{FI}} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{k_m \cdot d_m}{k_{\text{FI}} \cdot D_{\text{Up}}} \right)} \left[V \pm \sqrt{V^2 + 16a_{\text{FI}}^2 \left(\frac{1}{2} + \frac{k_m \cdot d_m}{k_{\text{FI}} \cdot D_{\text{Up}}} \right) \left(\frac{H_{\text{Up}} + H_{\text{Dn}}}{k_{\text{FI}} \cdot D_{\text{Up}}} \right)} \right]. \quad (25)$$

Виконані відповідно до (24, 25) результати розрахунку температури в площині мембрани поверхневого ТРПП наведено на рис. 2. Отри-

$$P_{\text{конд.у.мембр.}} = k_m \cdot \frac{d(T(y))}{dy} \cdot L_x \cdot d_m - \text{кондуктивні}$$

втрати тепла вздовж мембрани товщиною dm в напрямку ОУ,

$$P_{\text{конд.сер}} + P_{\text{конд.дно}} = (H_{\text{Up}} + H_{\text{Dn}}) \cdot T(y) \cdot L_x \cdot dy - \text{втрати тепла з верхньої та нижньої поверхонь елементу ТІС довжиною } dy.$$

Після підстановки в (21) отримуємо для елементу dy зони нагрівача:

$$k_{\text{FI}} \cdot \frac{d(T(y)/2)}{dy} \cdot L_x \cdot D_{\text{Up}} + k_m \cdot \frac{d(T(y))}{dy} \cdot L_x \cdot d_m + \gamma_{\text{FI}} \cdot C_{\text{FI}} \cdot V_y \cdot (T(y)/2) \cdot L_x \cdot D_{\text{Up}} + \quad (22)$$

$$+(H_{\text{Up}} + H_{\text{Dn}}) \cdot T(y) \cdot L_x \cdot dy = P_{dy}.$$

Після перетворень із (22) отримуємо:

$$\left(\frac{1}{2} + \frac{k_m \cdot d_m}{k_{\text{FI}} \cdot D_{\text{Up}}} \right) \frac{d^2 T}{dy^2} - \frac{V_y}{2a_{\text{FI}}} \frac{dT}{dy} - \frac{H_{\text{Up}} + H_{\text{Dn}}}{k_{\text{FI}} \cdot D_{\text{Up}}} T = \frac{P_{\text{TTE}} / (bL_x)}{k_{\text{FI}} \cdot D_{\text{Up}}}. \quad (23)$$

Граничні умови задаємо у вигляді: $\lim_{y \rightarrow \pm \infty} T(y) = 0$. Розв'язок (23) для мембранно-перетворювача поверхневого типу для зон мембрани до нагрівача $T1(y1)$, над нагрівачем $T2(y2)$ та після нагрівача $T3(y3)$ отримуємо у наступному вигляді (зони орієнтовано відповідно до напрямку руху середовища в каналі):

ТРПП (тепловий опір місткового ТГЕ в непорушному повітрі за нормальних умов становить $ZT = 104 \text{ }^\circ\text{C}/\text{Вт}$). Попередньо для ТРПП занурюваного типу в літературних джерелах [20] відстань від середини ТГЕ до точки розміщення ТЧЕ, що

відповідає найбільшій чутливості до лінійної швидкості потоку в каналі, визначалась рівною половині висоти потокоформуючого каналу. Такий результат отримано в попередніх роботах для моделі ТРПП занурюваного типу [5, 9].

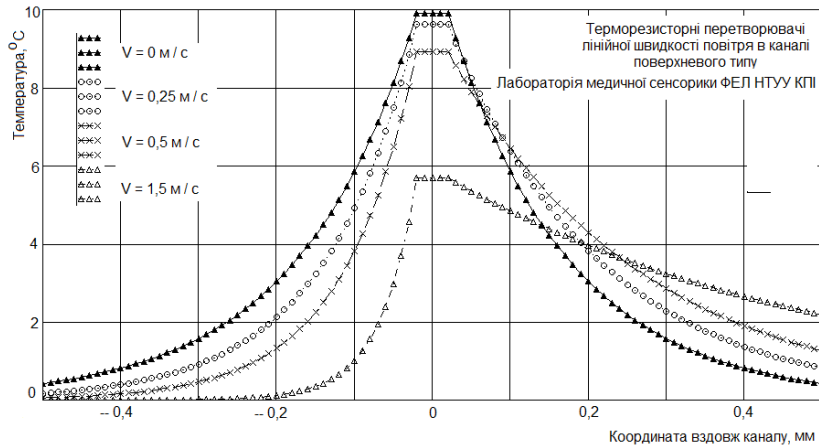
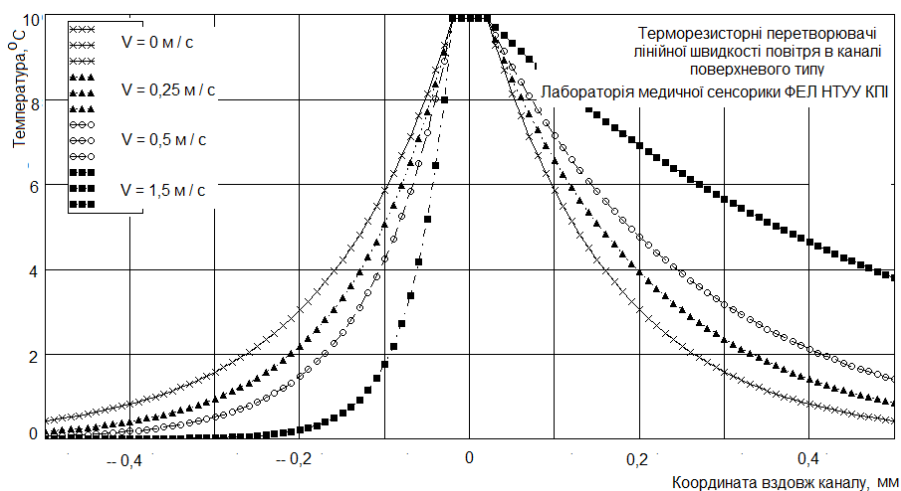


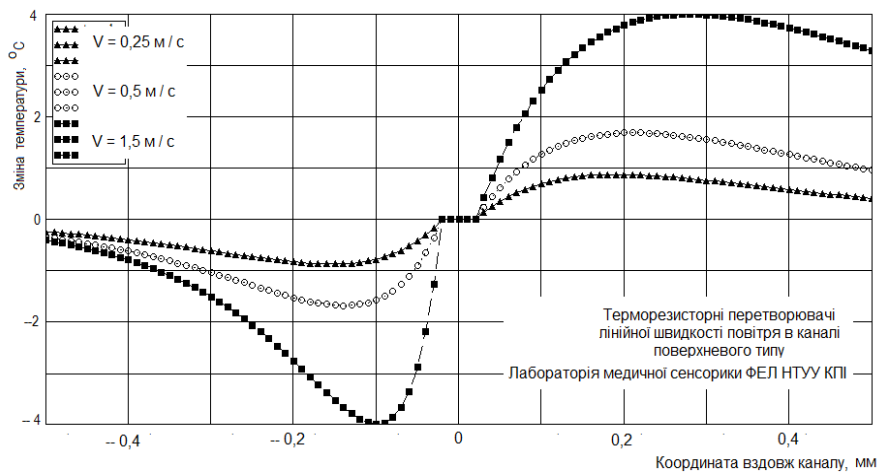
Рис. 2. Розрахункова залежність розподілу температури вздовж мембранного перетворювача від швидкості повітря в каналі висотою 300 мкм. Перетворювач поверхневого типу вмонтовано в стінку потокоформуючого каналу. Товщина мембрани 0,4 мкм. Розміри термогенеруючого елемента 1000мкм х 40 мкм. Режим сталої потужності нагрівача $P=1 \text{ мВт}$

Однак такий результат не відповідає дійсності для поверхневого ТРПП в режимі сталої потужності, що видно з рис. 2. Більше того, для нижнього по потоку ТЧЕ спостерігається зона нечутливості у рекомендованому авторами в [12 – 14, 21] у якості оптимального діапазоні розміщення ТЧЕ. В режимі сталої потужності, як видно з рис. 3, розміщення верхнього по потоку ТЧЕ на відстані, рівній половині висоти каналу від ТГЕ, дійсно є близьким до оптимального. Для

нижнього по потоку ТЧЕ оптимальною є відстань, близька до висоти каналу (в нашому випадку 300 мкм). Враховуючи сказане, несиметричне розташування ТЧЕ відносно ТГЕ забезпечує більш високу чутливість ТРПП; щоправда, для реалізації такого режиму функціонування ТРПП потрібно розробляти багатоелементні (п'яти - , семи - елементні ТРПП. Аналогічні рекомендації відомі із [15]; в [18] багатоелементним є ТГЕ.



a)



б)

Рис. 3. Розрахункова залежність: а) - розподілу температури вздовж мембранного перетворювача від швидкості повітря в каналі висотою 300 мкм, б) – зміни температури відносно розподілу за відсутності потоку середовища в каналі. Перетворювач поверхневого типу вмонтовано в стінку потокоформуючого каналу. Товщина мембрани 0,4 мкм. Розміри термогенеруючого елементу 1000мкм x 40 мкм Режим стабілізації температури ТГЕ

Параметрами оптимізації конструкції первинного перетворювача для заданого діапазону лінійних швидкостей є висота каналу і відстань від центру ТГЕ до точок розташування ТЧЕ [9, 20]. Розв'язок (24) дозволяє проаналізувати функціональні залежності $\Delta T(V)$ поверхневого ТРПП, маючи висоту каналу D і відстань між ТГЕ і ТЧЕ за параметр, та отримати необхідні чисельні значення.

Висновки

В роботі розглянуто функціонування мембранної ТІС у якості поверхневого перетворювача лінійної швидкості середовища, вмонтованого в стінку потокоформуючого каналу прямокутного перерізу.

1. За результатами розв'язку рівняння, що описує теплообмінні процеси в описаній структурі ТРПП, виконано розрахунок розподілу температури в площині мембрани ТІС в залежності від лінійної швидкості середовища в каналі. Наведені аналітичні залежності (24, 25) можуть бути використаними для оптимізації геометрії перетворювача для заданого діапазону вхідного (за лінійною швидкістю) та вихідного (за різницею температур) сигналів. Описаний первинний перетворювач використовується в системах визначення об'ємних витрат медичного та загальнотехнічного призначення за традиційною пневматичною схемою з розміщенням поточорезистивного елементу в основному каналі, а чутливого елементу - в шунтуючому. Результуючий

пневматичний опір перетворювача складають пневматичні опори вхідного і вихідного штуцерів та потокоформуючий канал ТРПП, розраховані за даними табл. 1.

2. Отримані аналітичні вирази свідчать про суттєві залежності температурних характеристик мембранного ТРПП активного нагрівання від його конструкції, а також про наявність метрологічних і конструктивних переваг у мікромеханічному варіанті виконання первинного перетворювача в порівнянні з дротовим. Оптимізація конструкції ТІС і потокоформуючого каналу вимагає пошуку компромісу між діапазоном лінійності і діапазоном вихідного сигналу.

3. Оскільки вихідний сигнал ТРПП визначає не тільки швидкість середовища і його конструктивні параметри, а також теплофізичні характеристики середовища, які до того ж можуть істотно змінюватись в процесі вимірювального перетворення (наприклад, температура, вологість, хімічний склад повітряної суміші на вдиху та видиху пацієнта при проведенні спірометричного дослідження [4, 21 - 23]), актуальною є розробка багатофункціонального ТРПП на комплекс вказаних параметрів. Конструктивно місткові та мембранні ТРПП, виготовлені за технологією МЕМС, дозволяють розв'язувати такі задачі при живленні активного ТГЕ в режимі динамічного нагрівання з реєстрацією амплітудно-фазових характеристик сигналу просторово рознесених пасивних вимірювачів температури. Базові методики вимірювання можуть бути традиційними, однак використання описаних конструкцій ТІС у

MEMS-виконанні дозволяє розширити діапазон чутливості в область низьких сигналів, знизити енергоспоживання та інтегрувати їх в мобільні та імплантовані системи.

Список використаних джерел

1. *van Kuijk, J.* Multi-parameter detection in fluid flows / J. van Kuijk, T. Lammerink, H.E. de Bree, M. Elwenspoek, J. Fluitman // *Sensors and Actuators. A* 47 (1995), p.p. 369–372.
2. *Козлов А.Г.* Тепловые микросенсоры: классификация, основные типы / А.Г. Козлов // *Нано- и микросистемная техника*, №4 2006, стр. 2-13.
3. *Kuo, J. T. W.* Micromachined Thermal Flow Sensors—A Review / Jonathan T. W. Kuo, Lawrence Yu and Ellis Meng // *Micromachines* 2012, 3, p.p. 550-573.
4. *Silvestri, S.* Micromachined Flow Sensors in Biomedical Applications / Sergio Silvestri and Emiliano Schena // *Micromachines* 2012, 3, - p.p. 225-243.
5. *Борисов О.В.* Багатофункціональний терморезисторний перетворювач механічних та теплофізичних параметрів середовища / О.В. Борисов, Б.І. Лупина, Г.Л. Сорохтіна // 5-й Международный радиоэлектронный форум “Прикладная радиоэлектроника. Состояние и перспективы развития”. Харьков, Украина, 14-17 октября 2014 г. Том III, стр. 96 - 99.
6. *Beigelbeck, R.* From basic flow property to MEMS multiparameter sensors / R. Beigelbeck, S. Cerimovic, A. Talic, F. Kohl, A. Jachimowicz // *AMA Conference 2015 – SENSOR 2015 and IRS2 2015*, p.p. 216 – 221.
7. *Damean, N.* Heat transfer in a MEMS for microfluidics / N. Damean, Paul P. L. Regtien, M. Elwenspoek // *Sensors and Actuators A*, -105 (2003) – P. 137-149.
8. *Hu, X. J.* Investigation of the natural convection boundary condition in microfabricated structures / X. Jack Hu, Ankur Jain, Kenneth E. Goodson // *International Journal of Thermal Sciences* 47 (2008) – p.p. 820–824.
9. *Борисов О.В.* Мікромеханічний терморезисторний перетворювач швидкості газу / О.В. Борисов, Б.І. Лупина, Г.Л. Сорохтіна // 3-й Международный радиоэлектронный форум “Прикладная радиоэлектроника. Состояние и перспективы развития”. Харьков, Украина, 22 - 24 окт. 2008 г.
10. *Ландау Л.Д.* Курс общей физики. Механика и молекулярная физика / Л.Д. Ландау, А.И. Ахиезер, Е.М. Лифшиц // М.: Наука, 1965. – 399 с.
11. *Сажин, О.В.* Микросенсор потока теплового типа для датчика массового расхода воздуха / О.В. Сажин, Ю. В. Первушин // *НАУЧНОЕ ПРИБОРОСТРОЕНИЕ*, 2011, том 21, № 3, с. 52–61.
12. *Sazhin, O.* Novel mass air flow meter for automobile industry based on thermal flow microsensor. I. Analytical model and microsensor / O. Sazhin // *Flow Measurement and Instrumentation* 30 (2013) – p.p. 60–65.
13. *Tas N.R.* Towards thermal flowsensing with pL/s resolution / N.R.Tas, T.S.J. Lammerink, P.J. Leussink, J.W. Berenschot, H-E. de Bree, M. Elwenspoek // *Micromachined Devices and Components VI*, 18 September 2000, Santa Clara, CA, USA (pp. 106-121).
14. *Lammerink, Theo S.J.* Micro-liquid flow sensor / Theo S.J. Lammerink, Niels R.Tas, Miko Elwenspoek, Jan H.J. Fluitman // *Sensors and Actuators A*, 37-38 (1993) p.p. 45-50.
15. *Nguyen, N. T.* Fundamentals and Applications of Microfluidics. Second Edition / Nam-Trung Nguyen, Steven T. Wereley // ARTECH HOUSE, INC. 2006. – 497 P.
16. *Rasmussen, A.* Simulation and optimization of a microfluidic flow sensor / A. Rasmussen, C. Mavriplis, M.E. Zaghoul, O. Mikulchenko, K. Mayaram // *Sensors and Actuators A*, -88 (2001) – p.121-132.
17. *Sabaté, N.* Multi-range silicon micromachined flow sensor / N. Sabaté, J. Santander, L. Fonseca, I. Gràcia, C. Cané // *Sensors and Actuators. A* (110) 2004, p.p. 282–288.
18. *Nguyen, N.T.* Asymmetrical locations of heaters and sensors relative to each other using heater arrays - a novel method for designing multi-range electrocaloric mass-flow sensors / N.T. Nguyen, W. Dotzel // *Sensors and Actuators A*, 62 (1997) -p.p. 506 – 512.
19. *King, L.V.* On the convection of heat from small cylinders in a stream of fluid: determination of the convection constants of small platinum wires, with application to hot wire anemometry, Louis Vessot King, Proc. of the Royal Society (London), Series A, 1914, Vol. 90, – P. 563 - 570.
20. *Борисов О.В., Заворотний В.Ф., Кацан І.І., Лупина Б.І., Осинюк С.М.* “Моделювання та оптимізація конструкції мікромеханічного терморезисторного перетворювача”, 2-й Международный радиоэлектронный форум

- “Прикладная радиоэлектроника. Состояние и перспективы развития”. Харьков, Украина, 19-23 сентября 2005 г. Том 3, стр. 240-243.
21. Kim, T. H. Study of the sensitivity of a thermal flow sensor / Tae Hoon Kim, Dong-Kwon Kim, Sung Jin Kim // Int. Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009) – p.p. 2140–2144.
22. Billat, S. Monolithic integration of micro-channel on disposable flow sensors for medical applications / S. Billat, K. Kliche, R. Gronmaier, P. Nommensen, J. Auber, F. Hedrich, R. Zengerle // Sensors and Actuators A 145–146 (2008) –p.p. 66–74.
23. F. Hedrich, K. Kliche, M. Storz, S. Billat, M. Ashauer, R. Zengerle “Thermal flow sensors for MEMS spirometric devices”, Sensors and Actuators A -162 (2010) -p.p.373–378.

Поступила в редакцию 07 июля 2016 г.

УДК 621.3.082

Б.И. Лупина

Национальный технический университет Украины «КПИ»,
ул. Политехническая, 16, г. Киев, 03056, Украина.

Микромеханический поверхностный терморезисторный преобразователь линейной скорости среды в канале прямоугольного сечения

В работе выполнен анализ теплообменных процессов в поверхностном терморезисторном преобразователе линейной скорости среды, вмонтированном в стенку потокоформирующего канала прямоугольного сечения. Преобразователь спроектирован по технологии микроэлектромеханических систем на кремнии. Анализ термоанемометрического и калориметрического методов измерительного преобразования линейной скорости среды касательно к мембранному преобразователю показал, что преимуществами предложенного подхода является возможность учета в модели поверхностного преобразователя его конструктивных особенностей и геометрических размеров, теплообмена с обратной стороны теплоизолированной структуры и теплофизических характеристик составляющих материалов. Библ. 23, табл. 3, рис. 3.

Ключевые слова: терморезисторный первичный преобразователь; микроэлектромеханическая система; теплоизолированная структура; линейная скорость среды; калориметрический метод измерения скорости.

UDC 621.3.082

B. Lupyna

National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute»,
Polytechnic street, 16, Kyiv, 03056, Ukraine.

Micromechanical non - intrusive thermal resistive sensor of fluid velocity into a rectangular cross - section flow channel

An analytical model of a non-intrusive micro-electro-mechanical (MEMS) thermal sensor into a rectangular cross-section flow channel is presented and investigated. The analytical expressions for temperature distribution are obtained and numerical values are calculated for a MEMS structures included three-element thermally isolated thin film resistors at a SiO₂/Si₃N₄ dielectric membrane. The model includes the heat exchange from the both frontal and opposite membrane sides and is applicable for gas or liquid flow velocity measurements. The sensor and channel structural design features and materials thermal properties are taken into accounts into the model. The DC heating operations are analyzed including the both constant power dissipation and constant heater temperature modes.

References 23, tables 3, figures 3.

Keywords: MEMS thermal fluid velocity sensor; heat-loss anemometer; non-intrusive calorimetric sensor.

References

1. van Kuijk, J., Lammerink, T., de Bree, H.E., Elwenspoek, M., Fluitman, J. (1995). Multi-parameter detection in fluid flows. *Sensors and Actuators. A* 47, pp. 369 – 372.
2. Kozlov, A. G. (2006). Thermal microsensors: classification, main types Nano- and microsystem techniques, № 4, p.p. 2 - 13. (Rus)
3. Kuo, J. T. W., Lawrence, Y. and Meng, E. (2012). Micromachined Thermal Flow Sensors - A Review. *Micromachines*, 3, pp. 550 - 573.
4. Silvestri, S. and Schena, E. (2012). Micromachined Flow Sensors in Biomedical Applications. *Micromachines*, 3, - pp. 225 - 243.
5. Borysov, O. V., Lupyna, B. I., Sorokhtina, H. L. (2014). Multifunction thermal resistance transducer of mechanical and thermal physic medium parameters. 5 - th International radioelectronic forum “Applied radioelectronics. Current state and perspectives”. Kharkiv, Ukraine, 14 - 17 October 2014 г. Vol. III, pp. 96 - 99. (Ukr)
6. Beigelbeck, R., Cerimovic, S., Talic, A., Kohl, F., Jachimowicz, A. (2015). From basic flow property to MEMS multiparameter sensors. *AMA Conference – SENSOR 2015 and IRS2*, pp. 216 – 221.
7. Damean, N., Regtien, P. P. L., Elwenspoek, M. (2003). Heat transfer in a MEMS for microfluidics. *Sensors and Actuators, A*. No 105, pp. 137 - 149.
8. Hu, X. J., Jain, A., Goodson K. E. (2008). Investigation of the natural convection boundary condition in microfabricated structures. *International Journal of Thermal Sciences*. No 47. pp. 820 – 824.
9. Borysov, O. V., Lupyna, B. I., Sorokhtina, H. L. (2008). Micromechanical thermal resistive gas velocity sensor. 3 - rd International radioelectronic forum “Applied radioelectronics. Current state and perspectives”. Kharkiv, Ukraine, 22 - 24 October 2008. (Ukr)
10. Landau, L. D., Akhiezer, A. I., Lifshitz, E. M. (1965). *General Physics. Mechanics & Molecular Physics*. M.: Science. – 399 p. (Rus)
11. Sazhin, O. V., Pervushin Yu. V. (2011). Thermal microsensor of air mass flow. *Science instrument engineering* Vol 21, № 3, pp. 52 – 61. (Rus)
12. Sazhin, O. (2013). Novel mass air flow meter for automobile industry based on thermal flow microsensor. I. Analytical model and microsensor. *Flow Measurement and Instrumentation*. Vol. 30, pp. 60 – 65.
13. Tas, N. R., Lammerink, T. S. J., Leussink, P. J., Berenschot, J. W., de Bree, H-E., Elwenspoek, M. (2000). Towards thermal flowsensing with pL/s resolution. *Micromachined Devices and Components VI*, 18 September 2000, Santa Clara, CA, USA, pp. 106-121.
14. Lammerink, T. S. J., Tas, N. R., Elwenspoek, M., Fluitman, J. H. J. (1993). Micro-liquid flow sensor. *Sensors and Actuators A*, Vol. 37-38, pp. 45-50.
15. Nguyen, N. T., Wereley S. T. (2006). *Fundamentals and Applications of Microfluidics*. Second Edition. ARTECH HOUSE, INC. – 497 p.
16. Rasmussen, A., Mavriplis, C., Zaghloul, M.E., Mikulchenko, O., Mayaram K. (2001). Simulation and optimization of a microfluidic flow sensor. *Sensors and Actuators A*, Vol. 88, pp. 121 - 132.
17. Sabaté, N., Santander, J., Fonseca, L., Gràcia, I., Cané C. (2004). Multi-range silicon micromachined flow sensor. *Sensors and Actuators A*. Vol. 110, pp. 282–288.
18. Nguyen, N. T., Dotzel, W. Asymmetrical locations of heaters and sensors relative to each other using heater arrays - a novel method for designing multi-range electrocaloric mass-flow sensors. *Sensors and Actuators A*. Vol 62, pp. 506 – 512.
19. King, L. V. (1914). On the convection of heat from small cylinders in a stream of fluid: determination of the convection constants of small platinum wires, with application to hot wire anemometry, Louis Vesot King, *Proc. of the Royal Society (London)*, Series A, Vol. 90, p. 563 - 570.
20. Borysov, O. V., Zavorotnyi, V. F., Katsan, I. I., Lupyna, B. I., Osinov, S. N. (2005). Modelling and structure optimization of a micromechanical thermal sensor. 2 - nd International radioelectronic forum “Applied radioelectronics. Current state and perspectives”. Kharkiv, Ukraine, 19 - 23 September 2005. Vol 3, pp. 240 - 243. (Ukr)
21. Kim, T. H., Kim, D.-K., Kim, S. J. (2009). Study of the sensitivity of a thermal flow sensor. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 52, pp. 2140 – 2144.
22. Billat, S., Kliche, K., Gronmaier, R., Nommensen, P., Auber, J., Hedrich, F., Zengerle, R. (2008). Monolithic integration of micro-channel on disposable flow sensors for medical applications. *Sensors and Actuators A*. Vol. 145 – 146, pp. 66 – 74.
23. Hedrich, F., Kliche, K., Storz, M., Billat, S., Ashauer, M., Zengerle, R. (2010). Thermal flow sensors for MEMS spirometric devices. *Sensors and Actuators A*. Vol. 162, pp. 373 – 378.